

УДК 631.356

В. Барановський¹, канд. техн. наук; М. Підгурський¹, докт. техн. наук;
Г. Герасимчук²

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

²Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИДАЛЕННЯ ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ КОМБІНОВАНИМ ВИКОПУЮЧИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Резюме. Наведено аналіз технологічного процесу видалення залишків гички з головок коренеплодів кормових буряків комбінованим однодисковим сферичним копачем і механіко-технологічне обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи горизонтального очисного вала, який встановлено у робочій зоні пасивного сферичного викопуючого робочого органу. Наведено детерміновані математичні моделі процесу взаємодії очисної лопаті горизонтального вала з умови невивалювання та непошкодження тіла коренеплоду.

Ключові слова: технологічний процес, кормові буряки, очисна лопать, результуюча швидкість удару, кінетична енергія, вивалювання коренеплодів, пошкодження коренеплодів, кутова швидкість обертання.

V. Baranovsky, M. Pidgursky, G. Gerasimchuk

ANALYSIS OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF MOVING AWAY OF BITS AND PIECES OF TOPS BY THE COMBINED DIGGING UP WORKING DEVICE

The summary. In the article an analysis over of technological process of moving away of bits and pieces of tops is brought from the heads of root crops of feed beet combined onedisk spherical dig and technological ground of structurally-kinematics parameters and modes of operations of horizontal cleansing billow which is set in the working area of passive spherical working organ. The determined mathematical models over of process of co-operation of cleansing blade of horizontal billow from the condition of unhorsing out and undamaged of body of root crop are brought.

Key words: technological process, feed beet, cleansing blade, resulting speed of blow, kinetic energy, tipping root crops out, damages of root crops, angular velocity of rotation.

Умовні позначення:

ОГК – очисник головок коренеплодів;

КМ – коренезбиральна машина;

ТТС – транспортно-технологічна система;

S_k – площа контакту, м²;

F_k – сила (удару) контакту лопатей, Н;

$[\sigma_{cm}]$ – допустимий тиск стиснення тіла коренеплоду, Н/м²;

$[P_n]$ – допустима сила вивертання коренеплоду з ґрунту, Н;

T – кінетична енергія лопаті очисника в місці удару, Дж;

m – маса лопаті, кг;

V_c – швидкість співудару, м/с;

I – момент інерції лопаті відносно осі обертання, кг м²;

I_n, I_k – відповідно момент інерції лопаті, яка має форму прямокутного паралелепіпеда та круглого циліндра, кг м²;

a – ширина лопаті, м;

R_n – радіус поперечного перерізу лопаті, м;

A_c – сумарна робота, Дж;

N_c – сумарна потужність діючих сил, Дж/с.

z – кількість ударів лопаті по головці коренеплоду за один оберт вала, шт.;

d_k – діаметр коренеплоду, м;

D_o – діаметр описаного кола лопаті ротора очисника, м;

n – частота обертання лопаті очисника, об/с;

z_o – кількість осей, які розміщені на барабані вала, шт.

Актуальність питання. Проведені випробування та виробниче застосування очисників залишків гички з головок кормових буряків показали, що технологічний процес видалення залишків гички має ряд суттєвих недоліків. Основними із них є велика енергомісткість процесу взаємодії очисної лопаті з головкою коренеплоду та значне вибивання коренеплодів із землі, що призводить до їх втрат при збиранні [1].

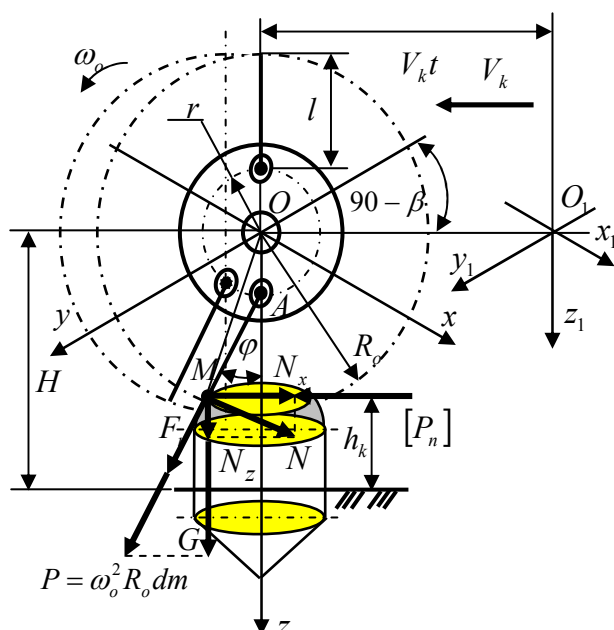
Критеріями відповідності сучасних вимог роботи викопуючих робочих органів КМ, у першу чергу, є показники повноти викопування коренеплодів (втрати), їх пошкодження та масова кількість домішок, які надходять на очисні ТТС КМ [1, 2].

Одним із радикальних шляхів розроблення адаптованих робочих органів КМ є інтенсифікація процесу викопування коренеплодів із максимальним відокремленням від них ґрунтових (вільного та налиплого ґрунту) і рослинних домішок (вільних рослинних домішок і залишків гички на головках коренеплодів) за рахунок застосування адаптованих комбінованих робочих органів [3, 4].

Аналіз відомих досліджень. Найбільше застосування в Україні і за рубежом знайшли ОГК лопатевого типу. Однак при теоретичному обґрунтуванні параметрів та режимів роботи ОГК недостатньо враховані розмірні характеристики коренеплодів, напрямок і модуль робочої швидкості агрегату й абсолютної швидкості контакту очисної лопаті з головкою коренеплоду та недостатньо обґрунтовані розмірні й вагові характеристики очисних елементів [2, 5]. Теоретичний аналіз технологічного процесу викопування коренеплодів комбінованим копачем було розглянуто та проаналізовано у працях [6, 7, 8]. Відсутність подальших досліджень технологічної ефективності використання комбінованого копача залежно від конструктивно-кінематичних параметрів його робочих органів та умов роботи КМ зумовило проведення даних досліджень.

Мета досліджень – подальше удосконалення методів оптимізації конструктивно-кінематичних і технологічних параметрів процесу функціонування адаптованих КМ.

Результати досліджень. Для аналізу технологічного процесу взаємодії очисної лопаті з головкою коренеплоду було побудовано розрахункову схему, зображену на рис. 1. Вісь O очисного вала перпендикулярна площині рухомих координат $Oxyz$. Лопать AM , довжина якої становить l шарнірно підвішена на осі A , яка віддалена від центра вала на величину радіуса обертання r . Кінець лопаті описує коло радіусом R_o при обертанні її з постійною відносною кутовою швидкістю ω_o у площині Oxz .



56 Рисунок 1. Схема взаємодії лопаті з головкою

Вісь очисного вала O , яка перпендикулярна осі рядка, знаходиться над поверхнею ґрунту на відстані H , а вісь A , на якій закріплено очисні лопаті, повернено відносно осі O вала на кут β , або відносно осі рядка на кут $90^\circ - \beta$. Положення лопаті AM визначається кутом φ між вертикаллю та радіусом описаного кола R_o . Приймаємо, що взаємодія очисної лопаті з головкою коренеплоду (центр удару) відбувається у точці M , яка знаходиться на відстані h_k від поверхні ґрунту.

Таким чином, у даному випадку маємо складний плоский рух очисної лопаті, яка одночасно бере участь у поступальному русі зі швидкістю руху копача V_k відносно координат $O_1x_1y_1z_1$ і обертального руху навколо нерухомої осі Oy .

При формалізації процесу роботи очисного вала, тобто аналізу впливу взаємодії його конструктивно-кінематичних параметрів на показники якості роботи, або при теоретичних розрахунках параметрів та режимів роботи очисного вала приймалися такі допущення та спрощення:

- головка коренеплоду є ідеальної зрізаної півсферичної форми, що розташована над ґрунтом;
- на головці коренеплоду розташовані залишки гички, що мають форму трапеції, менша сторона якої зв'язана з коренеплодом;
- очисна лопать однорядна по всій своїй довжині, при цьому у процесі її взаємодії з головкою коренеплоду вона не деформується, а взаємодія сил відбувається у точці контакту;
- сила опору повітряного потоку не враховується.

Вісь обертання A , на якій закріплено лопаті очисного вала, переміщується щодо нерухомих осей $O_1x_1y_1z_1$ з постійною переносною швидкістю V_o , яка дорівнює

$$V_o = V_k \cos \beta. \quad (1)$$

Вектор абсолютної швидкості співудару лопаті \bar{V}_a складається з суми векторів відносної швидкості лопаті \bar{V}_r та переносної швидкості \bar{V}_o , при цьому

$$\bar{V}_a = \bar{V}_r - \bar{V}_o = \bar{V}_r - \bar{V}_k \cos \beta. \quad (2)$$

Для непошкодження коренеплодів при взаємодії лопаті з коренеплодом необхідно виконання умови, аби припустима сила удару лопаті по коренеплоду не перевищувала допустимий питомий тиск стиснення тіла коренеплоду, а для невивертання коренеплодів – щоб припустима сила удару (контакту) лопатей по коренеплоду не перевищувала допустиму силу вивертання коренеплоду з ґрунту, тобто [9]

$$F_k / S_k < [\sigma_{cm}]; \quad F_k < [P_n]. \quad (3)$$

Система тіл “лопать очисника–коренеплід” буде знаходитись у рівновазі в момент співудару, якщо буде виконана умова [10]

$$\frac{m\dot{V}_a^2}{2} = \frac{d}{dt}(T) < [P_n] \times V_c. \quad (4)$$

Кінетична енергія лопаті очисного вала складається з кінетичної енергії центра мас лопаті, яка залежить від поступальної швидкості руху V_k відносно інерційних осей $O_1x_1y_1z_1$ та кінетичної енергії щодо осей $Oxyz$, які переміщуються, та швидкості обертання центра мас лопаті навколо осі очисного вала зі швидкістю V_r на відстані $(r + l = R_o)$, де r – радіус осі A відносно центра O вала, м; l – довжина лопаті, м.

Кінетична енергія лопаті, яка одночасно обертається навколо осі з дотичною швидкістю V_r і переміщується із поступальною швидкістю V_k буде дорівнювати [10]

$$T = \frac{1}{2} m V_o^2 + m V_o V_r + T_r, \quad (5)$$

при цьому кінетична енергія T_r (Дж) тіла при обертанні дорівнює [10]

$$T_r = \frac{1}{2} I \dot{\phi}^2 = \frac{1}{2} I \omega_o^2. \quad (6)$$

Для лопаті, яка має форму прямокутного паралелепіпеда зі сторонами $2ax2bx2l$ та яка буде у вигляді прямого круглого циліндра діаметром D_n , момент інерції лопаті відносно її приведеного центра мас дорівнює [10]

$$I_n = \frac{m}{3}(a^2 + l^2); \quad I_k = \frac{m}{4}\left(\frac{1}{3}l^2 + R_n^2\right). \quad (7)$$

Підставляючи в рівняння (7) значення вхідних складових, отримаємо залежність кінетичної енергії для лопаті у формі прямокутного паралелепіпеда

$$T_n = \frac{1}{2} m V_k^2 \cos^2 \beta + m V_k \omega_o (r + l) \cos \beta \cos \varphi + \frac{m}{6} \omega_o^2 (a^2 + l^2). \quad (8)$$

Кінетична енергія приведенного центра мас лопаті, яка має форму прямого круглого циліндра дорівнює

$$T_k = \frac{1}{2} m V_k^2 \cos^2 \beta + m V_k \omega_o (r + l) \cos \beta \cos \varphi + \frac{m}{8} \omega_o^2 \left(\frac{1}{3}l^2 + R_n^2\right). \quad (9)$$

У загальному випадку, співудар лопаті по головці коренеплодів, які розташовуються над поверхнею ґрунту з різною висотою h_k , здійснюється за рахунок контакту її вільного кінця, який віддалений на відстані біжучого радіус-вектора $\rho = r + l$ від осі обертання даної лопаті. Відповідно до закону про зміну кінетичної енергії і вважаючи, що приведений центр мас лопаті зосереджений на її вільному кінці, у стадії зустрічі лопаті з коренеплодом рівняння (8) і (9) можна привести до вигляду

$$T_n = \frac{1}{2} m V_k^2 \cos^2 \beta + m V_k \omega_o \rho \cos \beta \cos \varphi + \frac{m}{6} \omega_o^2 (a^2 + l^2); \quad (10)$$

$$T_k = \frac{1}{2} m V_k^2 \cos^2 \beta + m V_k \omega_o \rho \cos \beta \cos \varphi + \frac{m}{8} \omega_o^2 \left(\frac{1}{3}l^2 + R_n^2\right). \quad (11)$$

Повна похідна за часом t від кінетичної енергії матеріальної точки дорівнює елементарній сумарній роботі всіх діючих на точку сил [10], тобто

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{m V_a^2}{2} \right) = \frac{d'}{dt} (A_c) = [P_n] \times dr_k. \quad (12)$$

Похідна від роботи A_c за часом t дорівнює сумарній потужності всіх сил, які прикладені до системи [10], тобто

$$\frac{d}{dt} (A_c) = N_c = [P_n] \frac{dr_k}{dt} = [P_n] \times V_c. \quad (13)$$

Тоді, враховуючи (12), (13), матеріальна система тіл “лопоть очисника–коренеплід” буде зрівноважена, якщо віртуальне переміщення закріпленого в ґрунті коренеплоду, зусилля на вивалювання якого P_n , буде здійснено зі швидкістю $V_k \sin \beta$ [10], тобто буде виконана необхідна умова

$$[P_n] \times V_k \sin \beta = N_c = \frac{d}{dt} (T). \quad (14)$$

Приймаючи робочу швидкість руху V_k комбінованого однодискового сферичного копа (очисного вала) прямолінійною і рівномірною ($V_k = \text{const}$), перша похідна за часом t рівнянь (10) і (11) буде мати вигляд

$$\frac{d}{dt}(T_n) = m \left(\frac{dV_k}{dt} \right) V_k \cos^2 \beta + m \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \rho \cos \beta \cos \varphi + \frac{m}{3 \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dt} \right) \omega_o (a^2 + l^2); \quad (15)$$

$$\frac{d}{dt}(T_k) = m \left(\frac{dV_k}{dt} \right) V_k \cos^2 \beta + m \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \rho \cos \beta \cos \varphi + \frac{m}{4 \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dt} \right) \omega_o \left(\frac{1}{3} l^2 + R_n^2 \right). \quad (16)$$

Якщо обертання лопаті очисного вала спрямоване за ходом руху комбінованого однодискового копача, тоді, враховуючи рівняння (12), умову рівноваги приведеної системи тіл «лопоть очисника–коренеплід» будемо визначати за формулою

$$\frac{d}{dt}(T) - [P_n] \times V_k \sin \beta = 0. \quad (17)$$

Таким чином, для очисного вала з лопатями, які виконані у формі прямокутного паралелепіпеда та у формі прямого круглого циліндра, умова невибивання коренеплодів із ґрунту очисними лопатями відповідно має вигляд

$$[P_{n.n}] \geq m \operatorname{ctg} \beta \cos \beta \left(\frac{dV_k}{dt} \right) + \frac{m \rho \operatorname{ctg} \beta \cos \varphi}{V_k} \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \frac{m \omega_o (a^2 + l^2)}{3 V_k \sin \beta \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dt} \right); \quad (18)$$

$$[P_{n.k}] \geq m \operatorname{ctg} \beta \cos \beta \left(\frac{dV_k}{dt} \right) + \frac{m \rho \operatorname{ctg} \beta \cos \varphi}{V_k} \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \frac{m \omega_o \left(\frac{1}{3} l^2 + R_n^2 \right)}{4 V_k \sin \beta \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dt} \right). \quad (19)$$

Залежність між основними параметрами очисного вала головок коренеплодів, кінематичними параметрами процесу видалення залишків гички і розмірами головок коренеплодів може бути представлена у вигляді [11]

$$z = \frac{(d_k + 2\sqrt{D_o h_k - h_k^2})}{V_k} n z_o. \quad (20)$$

Тоді, згідно (20) та враховуючи, що $D_o = 2\rho$, а $\omega_o = \pi/30$, звідки $n = \omega/2\pi$, отримаємо

$$V_k = \frac{(d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2})}{2\pi z} \omega_o z_o. \quad (21)$$

Підставивши значення V_k з рівняння (21) у рівняння (18), (19) і враховуючи умови (3), та після спрощення отримаємо математичні моделі процесу взаємодії лопаті очисного вала з головкою коренеплоду у динаміці залежно від агробіологічних характеристик коренеплодів і параметрів вала комбінованого односферичного дискового копача, які:

- характеризують умову невибивання коренеплодів з ґрунту лопатями очисного вала, що виконані відповідно у формі прямокутного паралелепіпеда та прямого круглого циліндра:

$$F_{k.n} = \frac{2\pi m z \rho \operatorname{ctg} \beta}{z_o (d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2})} \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \times$$

$$\times \left[\frac{z_o (d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2}) \cos \beta}{2\pi z \rho} + \frac{\cos \varphi}{\omega_o} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \frac{(a^2 + l^2)}{3 \rho \cos \beta \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dt} \right) \right] \leq [P_n] \quad ; \quad (22)$$

$$F_{k.k} = \frac{2\pi m z \rho \operatorname{ctg} \beta}{2z_o \left(d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2} \right)} \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \times \left[\frac{z_o \left(d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2} \right) \cos \beta}{\pi z \rho} + \frac{\cos \varphi}{\omega_o} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \frac{\left(\frac{l^2}{3} + R_n^2 \right)}{4\rho \cos \beta \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dV_k} \right) \right] \leq [P_n] \quad ; \quad (23)$$

- характеризують умову непошкодження коренеплодів лопатями очисного вала, що виконані, відповідно, у формі прямокутного паралелепіпеда та прямого круглого циліндра:

$$\sigma_{cm.n} = \frac{2\pi m z \rho \operatorname{ctg} \beta}{S_k z_o \left(d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2} \right)} \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \left[\frac{z_o \left(d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2} \right) \cos \beta}{2\pi z \rho} + \frac{\cos \varphi}{\omega_o} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \frac{(a^2 + l^2)}{3\rho \cos \beta \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dV_k} \right) \right] \leq [\sigma_{cm}] \quad ; \quad (24)$$

$$\sigma_{cm.k} = \frac{2\pi m z \rho \operatorname{ctg} \beta}{S_k z_o \left(d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2} \right)} \left(\frac{dV_k}{dt} \right) \left[\frac{z_o \left(d_k + 2\sqrt{2\rho h_k - h_k^2} \right) \cos \beta}{\pi z \rho} + \frac{4 \cos \varphi}{\omega_o} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \frac{\left(\frac{l^2}{3} + R_n^2 \right)}{4\rho \cos \beta \cos \varphi} \left(\frac{d\omega_o}{dV_k} \right) \right] \leq [\sigma_{cm}] \quad ; \quad (25)$$

Аналіз побудованих теоретичних моделей показує, що сила удару (контакту) лопаті очисного вала по головці коренеплодів прямопропорційна масі лопаті, кількості ударів лопаті (або кутовій швидкості обертання лопаті і кількості осей, які розміщені на барабані очисного вала), та зворотно-пропорційна поступальній швидкості

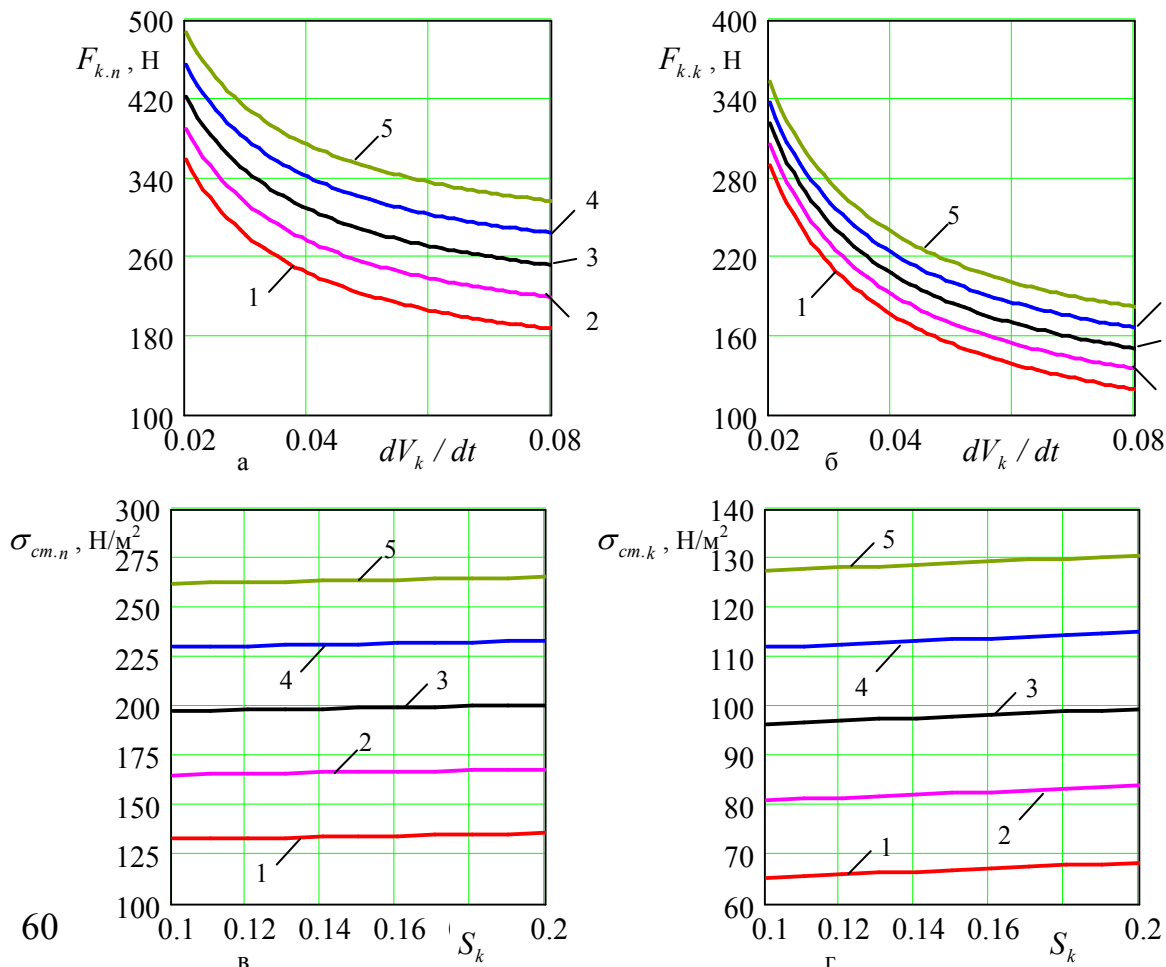


Рисунок 2. Залежність зміни $F_{k,i} = f(dV_k/dt)$ (а, б) і

$\sigma_{cm,i} = f(S_k)$ (в, г):

переміщення копача, висоті розташування коренеплодів над рівнем поверхні ґрунту та площі контакту лопаті з головкою коренеплоду.

Згідно з отриманими математичними моделями (22-25) побудовано залежності зміни сили вивертання коренеплодів як функції $F_{k,i} = f(dV_k / dt)$ (рис. 2а, б) і тиску стиснення тіла коренеплодів як функції $\sigma_{cm,i} = f(S_k)$ (рис. 2в, г) для діапазону зміни кутової швидкості обертання очисного вала 40...80 рад/с. при таких значеннях інших складових: $m = 0,5$ кг; $d_k = 0,15$ м; $h_k = 0,07$ м; $z_o = 4$; $\rho = 0,2$ м; $l = 0,15$ м; $R_{n,k} = 0,05$ м.

Аналіз графічних залежностей показує, що горизонтальна сила контакту (удару) лопатей з головкою коренеплоду, виконаних у формі прямокутного паралелепіпеда, змінюється в межах 180...500 Н залежно від зміни кутової швидкості обертання очисного вала комбінованого копача, а для лопатей, які виконані у формі прямого круглого циліндра – 120...350 Н, при цьому питомий тиск лопаті на тіло коренеплоду відповідно знаходиться у діапазоні 130...260 та 65...130 Н/м².

Висновки. Побудовані детерміновані математичні моделі процесу взаємодії лопаті очисного вала з головкою коренеплоду можуть бути використані для подальшої оптимізації конструктивно-кінематичних параметрів комбінованих копачів кормових буряків і технологічних параметрів функціонування адаптованих коренезбиральних машин на основі порівняння отриманих теоретичних значень сили удару та питомого тиску з допустимими межами, які встановлені експериментальним шляхом.

Література

1. Погорельий Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорельий, М.В. Татьяна – К. : Феникс, 2004. – 232 с.
2. Погорілий М.Л. Технологічні і технічні аспекти вдосконалення бурякозбиральної техніки / М.Л. Погорілий // Техніка АПК. – 2000. – № 1. – С. 14–18.
3. Барановський В.М. Основні етапи та сучасні тенденції розвитку коренезбиральних машин / В.М. Барановський // Вісник ТДТУ. – 2006. – Том 11. – № 2. – С. 67–75.
4. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків / В.М. Булгаков, М.К. Лінник, О.П. Гурченко // зб. наук. праць НАУ „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Том VI „Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин”. – Київ: НАУ, 1999. – С. 220–225.
5. Гурченко О.П. Розробка і дослідження коренезбиральної машини / О.П. Гурченко, В.М. Барановський, Г.А. Герасимчук [та ін.] // Сільськогосподарські машини. – 2001. – Вип. 8. – С. 119–123.
6. Барановський В.М. Математична модель технологічного процесу викопування коренеплодів / В.М. Барановський // Вісник ТДТУ. – 2007. – Том 12. – № 3. – С. 59–69.
7. Барановський В.М. Оптимізаційні математичні моделі процесу викопування вороху коренеплодів пасивним сферичним диском / В.М. Барановський, В.Ю. Рамш // Вісник Льв. нац. агр. університету “Агроінженерні дослідження”. – 2008. – Т. 2. – № 12. – С. 337–349.
8. Барановський В.М. Результати теоретично-експериментальних досліджень секундної подачі вороху коренеплодів / В.М. Барановський // Вісник ХНТУСГ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – 2008. – Том 1. – Вип. 75. – С. 111–120.
9. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики: учеб. [для студ. высш. техн. учеб. зав.] / Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. – Том II. : Динамика. – [3-е изд., исправл.]. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
10. Айзерман М.А. Классическая механика / М.А. Айзерман. – М.: Наука, 1974. – 368 с.
11. Гурченко О.П. Теоретичні дослідження лопатевого очисника головок коренеплодів від гички / О.П. Гурченко, В.М. Барановський, Г.А. Герасимчук // Наукові нотатки. – 2001. – Вип. 9. – С. 120–128.

Отримано 27.09.2010